

DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN TUBO DE CALOR PARA SU UTILIZACIÓN EN COLECTORES DE ACUMULACIÓN INTEGRADA

R. Stoll, N. Leyría, M. Medina, A. Carrera, J. Barral, A. Iriarte
Universidad Nacional de Río Cuarto - Facultad de Ingeniería - Departamento de Mecánica
Ruta Nac. 36 Km. 601, 5800 Río Cuarto
Tel./Fax: (0358) 4676246 - e-mail: rstoll@ing.unrc.edu.ar

RESUMEN: En este trabajo se presenta el diseño, construcción y evaluación de un tubo de calor para su uso en colectores solares de acumulación integrada. El tubo fue construido utilizando un caño de cobre 5/8" de diámetro y se utilizó una aleación de estaño 40-60 para sellar sus extremos. Un 20% del volumen del tubo se llenó con alcohol metílico, utilizando el método de calentamiento y evacuación. Para evaluar experimentalmente el dispositivo se construyó un banco de ensayos, que permitió representar las condiciones bajo las cuales trabajaría el tubo de calor. El aporte de energía recibido por el tubo se fijó en 150W y la utilización de un tanque aislado permitió evaluar la transferencia de calor del tubo al agua. El comportamiento térmico del tubo de calor se monitoreó durante uno de los 12 ensayos realizados, utilizando fotos termográficas. El rendimiento obtenido del tubo de calor fue del 60% sin considerar las pérdidas presentes en el banco de ensayo.

Palabras clave: tubo de calor, colector con acumulación integrada, rendimiento, banco de ensayo.

INTRODUCCIÓN

Los colectores solares con acumulación integrada (CAI) han probado ser una opción conveniente en la utilización de la energía solar para el calentamiento de agua, desde el punto de vista del bajo costo y simplicidad de la instalación, ya que el equipamiento es compacto (almacenamiento y absorción en una sola unidad) y no requieren sistemas de control (Kalogirou, 1997).

No obstante, los CAIs presentan la desventaja de enfriamiento nocturno del agua. Durante la noche el sistema acumulador queda expuesto al cielo a través de la cubierta transparente (Tripanagnostopoulos y Yianoulis, 1992), ocasionando grandes pérdidas por radiación, y comenzando al día siguiente el ciclo de calentamiento con agua a relativamente baja temperatura. El mismo efecto se produce en días fríos y nublados.

Esta característica no es atractiva desde el punto de vista del usuario, ya que la disponibilidad de agua caliente para uso sanitario se encuentra después del mediodía solar (Stoll et al., 2007). Por esta razón, no siempre están en condiciones de proveer una cantidad considerable de agua caliente en el momento solicitado, como lo hacen los sistemas con tanque de almacenamiento aislado y separado.

La utilización de tubos de calor, permite transmitir la energía desde una placa absorbidora hacia el agua contenida en un tanque acumulador. De esta forma, es posible aislar el depósito de agua, disminuyendo considerablemente las pérdidas. Asimismo los tubos de calor presentan una baja capacidad calorífica y una excepcional conductividad térmica (Silverstein, 1992), comportándose como diodos térmicos de reducido tamaño.

Existen numerosos diseños de colectores con placa absorbidora acoplada a tubos de calor (Mathioulakis y Belessiotis, 2002), (Abreu y Colle, 2004), (Azad, 2008), en los cuales, el condensador se presenta acoplado a un tanque acumulador en la parte superior del colector. La presencia de un tanque de gran dimensión en la parte superior genera dos inconvenientes: dificultad constructiva y estanqueidad del tanque.

A los fines de integrar las ventajas de colectores con tubos de calor y de los colectores acumuladores integrados, se propone un diseño de un CAI de tipo tubular que consta básicamente de tubos de polipropileno conectados en serie y en cada uno de ellos se acopla un tubo de calor, todo el conjunto se ubica finalmente dentro de una caja aislada con cubierta transparente. Los tubos de polipropileno constituyen el sistema acumulador, similar a lo expuesto por Barral y et al. (2002). La selección de los materiales para la construcción del prototipo tiene en cuenta la disponibilidad en el mercado, el costo de la materia prima y la posibilidad de uso en aplicaciones solares (Lenel y Mudd, 1984).

El diseño de un tubo de calor para ser utilizado en un colector de acumulación integrada de tipo tubular, requiere la consideración de numerosos factores, entre los cuales se pueden mencionar: la potencia a transmitir por cada tubo, la compatibilidad entre el fluido de trabajo y el material con que se construye el tubo, el diámetro del tubo, el rango de temperaturas de operación, las limitaciones de potencia, la resistencia térmica, la orientación, la forma, las propiedades del fluido, longitudes del tubo, etc.

El objetivo de este trabajo fue diseñar, construir y evaluar un tubo de calor, pensado como parte componente de un colector de acumulación integrada de tipo tubular. Fue necesaria la construcción de un banco de ensayos que represente las condiciones de funcionamiento deseadas, a los fines de evaluar su desempeño.

MATERIALES Y MÉTODOS

Descripción del Colector Solar de Acumulación Integrada propuesto (CAI).

El CAI está formado básicamente por 9 tubos de polipropileno conectados en serie, de 2 m. de longitud, unidos mediante codos de 110 mm y reducidos a 63 mm, alternando machos y hembras de acuerdo a la terminación del tubo. Los tubos acumuladores se ubicaron lo suficientemente próximos, de modo de darle un aprovechamiento óptimo a la cavidad de la caja aislada.

El diseño geométrico del CAI se muestra en la Figura 1 y se observa con suficiente detalle la disposición de los tubos de calor, cada uno de ellos acoplado a un tanque colector acumulador. A los fines de clarificar la visualización, se ha omitido las abrazaderas que sostienen los tubos sobre la placa, la cubierta transparente, la aislación y los laterales del colector. De aquí, quedo definida la cantidad de tubos y la longitud de cada una de las secciones.

En la Figura 2, se muestra una fotografía del CAI construido, sin la cubierta transparente, donde puede observarse la disposición de los tubos colectores acumuladores.

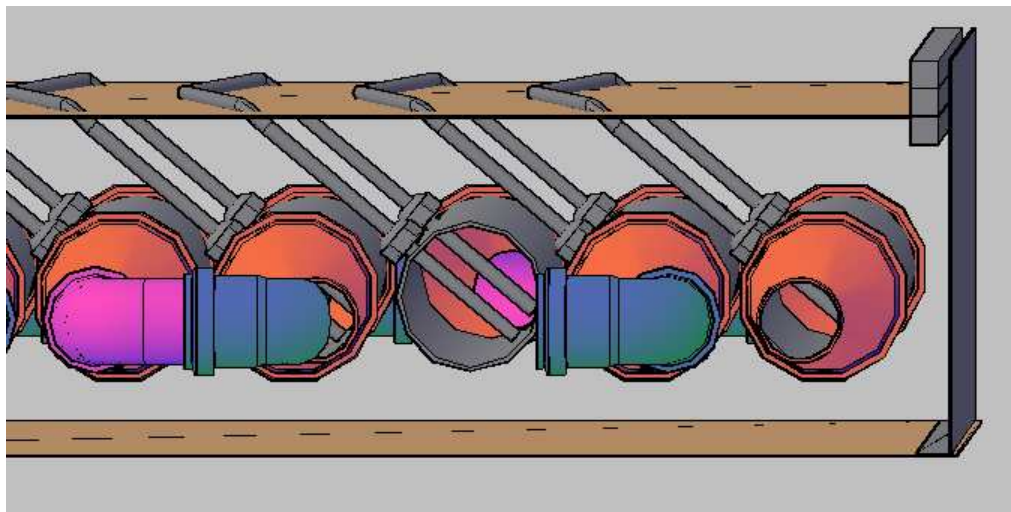


Figura 1. Vista lateral simplificada del colector propuesto.

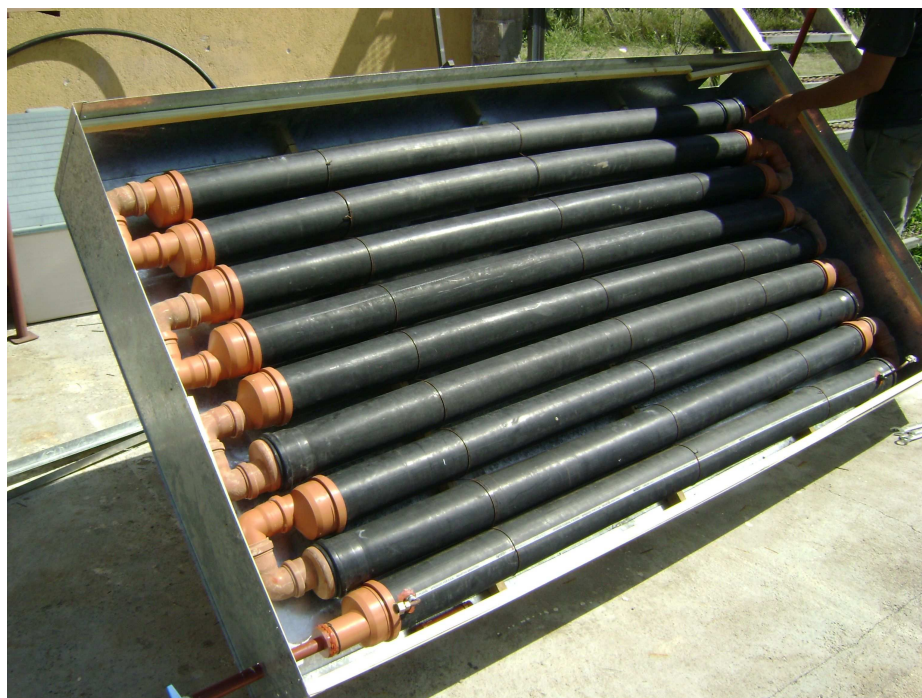


Figura 2. Vista del colector acumulador sin cubierta transparente.

Caracterización y ubicación de los tubos de calor.

De acuerdo a la clasificación de los tubos de calor dada por Faghri, (1995), se seleccionó para el diseño del CAI, tubos de calor asistidos por gravedad o termosifones, debido su simplicidad de fabricación. El material que se utilizó en su construcción fue cobre y el fluido de trabajo seleccionado fue metanol, considerando el rango de temperaturas en el cual operará el tubo (Peterson, 1994). Cabe destacar que los 18 termosifones, se ubicaron teniendo en cuenta que la disposición de la sección del condensador, debe encontrarse siempre por encima de la sección de evaporación, lo cual constituye una limitación.

Potencia a transmitir por cada tubo de calor

La potencia que deberá transmitir cada uno de los 18 tubos de calor, está definida por el área de captación del colector. La placa absorbidora del colector tiene dimensiones estandarizadas de 1,22 x 2,44 mts y de acuerdo a los valores de radiación del lugar donde va a operar el colector (Galimberti et al.,2008), se adopta una potencia de diseño de 150W por tubo.

Cálculo del diámetro del tubo de calor

De acuerdo a la naturaleza de la transferencia de calor que tiene lugar en los tubos de calor, éstos se pueden dividir en tres zonas: de evaporación, adiabática y de condensación. Se propone seleccionar el diámetro del tubo de calor, de acuerdo a los requerimientos energéticos de la zona de evaporación, verificando posteriormente que la sección destinada a la condensación sea la adecuada.

Mathioulakis plantea un análisis teórico preciso de los fenómenos de transferencia de calor que tienen lugar en la región de evaporación. Sin embargo, introduce simplificaciones dado la naturaleza compleja del problema, especialmente con respecto al flujo de vapor. Las consideraciones hechas durante el régimen estable del tubo son que:

- La conexión del tubo de calor entre el colector-evaporador del tubo de calor y el acumulador-condensador son adiabáticas.
- El gradiente de temperatura en la dirección longitudinal del colector es despreciable.
- Todo el calor generado por el evaporador es removido totalmente en la región del condensador.
- El fluido de trabajo dentro del tubo de calor es líquido totalmente saturado y la presión de saturación corresponde a la temperatura de vapor.

La aproximación teórica para el colector solar se basa en el modelo introducido por primera vez por Duffie y Beckman (1991). Según este enfoque, la energía útil del colector por unidad de longitud en la dirección del flujo se puede expresar como una función de la distancia entre los tubos W , la energía absorbida S , el coeficiente de pérdidas de la cubierta U_L . La temperatura del fluido de trabajo T_e en el evaporador y T_a la temperatura ambiente.

$$q_u = WF'[S - U_L(T_e - T_a)] \quad (1)$$

El factor de eficiencia F' del colector, considerando la resistencia de la soldadura despreciable, está dado por:

$$F' = \frac{1}{\frac{WU_L}{\pi D_i h_{ev}} + \frac{W}{D + (W - D)F}} \quad (2)$$

Donde D_i es el diámetro interno y D el diámetro externo de los tubos del colector. F es el factor de eficiencia de la aleta y h_{ev} es el coeficiente de transferencia de calor por evaporación.

El factor de eficiencia F de la aleta, puede ser determinado de la ecuación:

$$F = \frac{\tanh\left[\left(\frac{U_L}{k\delta}\right)^{0,5} (W - D)/2\right]}{\left[\left(\frac{U_L}{k\delta}\right)^{0,5} (W - D)/2\right]} \quad (3)$$

La diferencia principal entre el modelo de un colector de placa plana convencional y un colector de tubos de calor está en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor entre el fluido de trabajo y la pared del tubo. En el caso de un colector convencional este factor depende del diámetro del tubo, de la velocidad del fluido y de sus propiedades termofísicas. En cambio, en el caso de un colector con tubos de calor, el flujo de calor queda determinado por varios fenómenos hidrodinámicos y de transferencia de calor, los cuales ocurren en la sección del evaporador en condiciones normales de funcionamiento.

Dado que estos procesos implican la transferencia de calor por ebullición, se plantean importantes incertidumbres en la repetibilidad y la previsibilidad de la transferencia de calor global (Faghri, 2005). No obstante, muchas relaciones empíricas

han sido desarrolladas para estimar un coeficiente de transferencia de calor por evaporación promedio en la sección del evaporador. La relación usada en este trabajo es la propuesta por Shiraishi, la cual proporciona resultados que concuerdan satisfactoriamente con los datos experimentales de Faghri:

$$h_{ev} = 0,32 \frac{\rho_L^{0,65} k_L^{0,3} C_{PL}^{0,7} g^{0,2}}{\rho_v^{0,55} hfg^{0,4} \mu_L^{0,1}} \left(\frac{P_{sat}}{P_a} \right)^{0,23} q_{ev}^{0,4} \quad (4)$$

En condiciones de régimen estable, suponiendo irradiancia constante, la energía útil Q_u que se utiliza para la evaporación de metanol es:

$$Q_u = q_u L = \pi D_i L q_{ev} \quad (5)$$

El cálculo de la eficiencia de la aleta, es hecho con la ecuación (2) de acuerdo las características geométricas de la placa del colector. La energía absorbida S es calculada experimentalmente midiendo la irradiancia G , considerando el producto efectivo de la transmitancia-absortancia ($\tau\alpha$)_{ef}:

$$S = (\tau\alpha)_{ef} G \quad (6)$$

La ganancia útil de energía, es calculada por iteración. Primero, se fija un valor arbitrario de q_{ev} el cual es insertado en la ecuación (4) y se calcula el parámetro h_{ev} . Luego de las ecuaciones (2), (1), y (5) se obtiene un nuevo valor de h_{ev} . Este proceso continua hasta que el método converge.

En la resolución de las ecuaciones, se adoptaron para los diferentes coeficientes, valores propuestos por Duffie y Beckman (1992) y Peterson, (1994).

Finalmente, el diámetro interno del evaporador D_i , se calcula de la ecuación (5). De este modo, queda definido el diámetro del tubo que fue construido de material cobre de 5/8" y cerrado a sus extremos con estaño 40-60

Cálculo de la sección de condensación

Para simplificar la construcción del tubo, se propuso que el termosifón tuviera el mismo diámetro en toda su extensión. Por lo tanto la variable a determinar en la sección del condensador es la longitud.

La longitud del condensador, se calcula mediante un cálculo iterativo, utilizando las siguientes ecuaciones:

$$Q_u = (T_w - T_a)(\pi L_{cd} D h_a) = (T_s - T_w)(\pi L_{cd} D_i h_{cd}) \quad (7)$$

Para calcular el h_{cd} se utilizó la ecuación propuesta por Nuntaphan et. al (2001), donde los coeficientes de $C4$ y $C5$ para el metanol son $C4=24.09$ y $C5=0.280$. Se despreció la transferencia de calor por conducción en el tubo de cobre.

$$h_{cd} = C4 \left(\frac{\rho_L (\rho_L - \rho_g) g k^3}{\mu_L L_{cd} (T_s - T_w)} \right)^{C5} \quad (7)$$

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor dentro del tanque de agua h_a se tuvo en cuenta la correlación de Nusselt para convección natural para un cilindro vertical, propuesta por Rohsenow et. al (1998),:

$$N_{Nu} = 0.683 \cdot N_{Gr}^{0,25} \cdot N_{Pr}^{0,25} \cdot \left[\frac{N_{Pr}}{0.861 + N_{Pr}} \right]^{0,25} \quad (8)$$

Donde el número de Prandtl se obtiene de la siguiente ecuación:

$$N_{PR} = \frac{C_{pa} \mu_a}{k_a} \quad (9)$$

El número de Grashof se determina a partir de:

$$N_{GR} = \frac{\beta g L_{cd}^3 (T_w - T_a)}{\nu_a^2} \quad (10)$$

Por último, el coeficiente de transferencia de calor del tubo hacia el agua, se encuentra resolviendo:

$$N_{Nu} = \frac{h_a L_{cd}}{k_a} \quad (11)$$

Llenado del tubo de calor

Los gases no condensables presentes en el condensador, afectan el rendimiento del mismo. Dentro de los métodos propuestos por Peterson para la carga de un tubo de calor, se adoptó la metodología de calentamiento y evacuación, que consiste en llenar el contenedor con el fluido líquido, calentarlo para generar vapor y desalojar el aire, logrando con este método un vacío de 60 KPa luego de haber sellado el tubo.

Al tubo se le colocaron 14 cm³ de alcohol metílico, que corresponde a un 21% de la longitud del tubo. Para asegurar la presencia de condensado en el tubo y evitar el límite de secado, Sarmasti et al. (2008) proponen que el llenado no debe ser inferior a un 20% de la longitud del tubo.

Evaluación del tubo de calor

Para evaluar el desempeño del termosifón, se construyó un banco de ensayos (Figura 3) que represente las condiciones reales de funcionamiento. Para caracterizar el flujo de calor generado por la radiación solar, se montó sobre tubo una resistencia de alambre de nicrome, recubierta con una vaina que resiste la temperatura y mantiene la aislación eléctrica. La cual disipa una potencia de 150W.



Figura 3. Vista del banco de ensayo del termosifón.

La potencia entregada es regulada por un autotransformador conectado a la red eléctrica y es controlada durante todo el ensayo por un voltímetro PROVA modelo 903 y una pinza amperométrica PROVA modelo EN61010. Para asegurarse que todo el flujo es absorbido por el tubo, se aisló al tubo y a la resistencia con una capa de 50 mm de espesor de lana de vidrio de alta densidad. En la Figura 3 se muestra un esquema básico del experimento realizado.

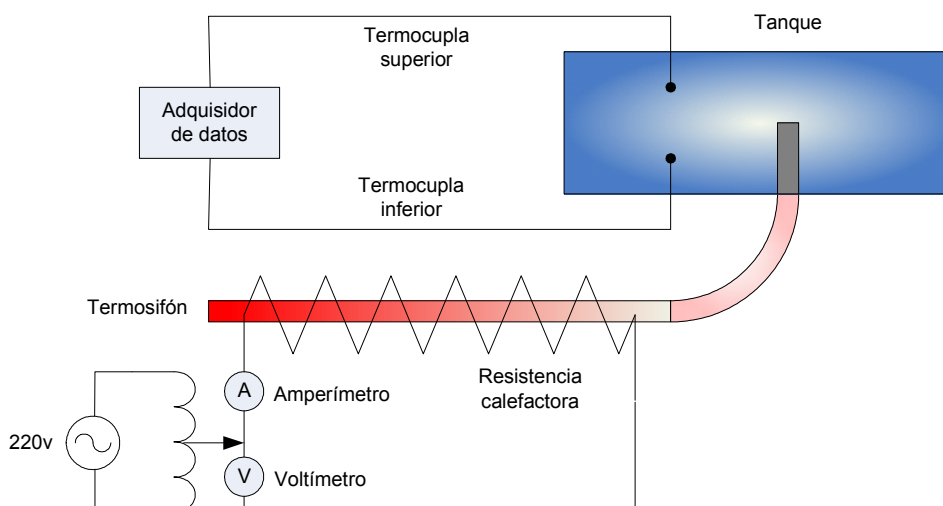


Figura 4. Esquema simplificado del experimento.

La sección del condensador estaba introducida a un pequeño tanque conformado por un tubo de polipropileno de 110 mm. Para registrar las variaciones de temperatura, de los 3,35 litros contenidos en el depósito, se le añadieron 2 termocuplas tipo K conectadas a un adquisidor de datos TES modelo 1307. En el extremo derecho de la sección del evaporador se colocó un manómetro de presión absoluta para ajustar los valores de los parámetros supuestos en los cálculos anteriores.

Se realizaron 12 experiencias que consistieron en inyectarle al tubo un flujo de calor constante de 150W hasta que el agua contenida en el tanque alcanzara una temperatura de 95°C en su parte superior.

Análisis termográfico del tubo

La operación del termosifón en régimen estable, se monitoreó durante uno de los 12 ensayos realizados, utilizando fotos termográficas a los fines de asegurar que en ningún momento se alcanzara el límite de ebullición o el límite de arrastre.

El límite de ebullición ocurre cuando el flujo de calor es suficiente para causar núcleos de ebullición en la pared del evaporador, creando burbujas de vapor que bloquean parcialmente el retorno del líquido y puede conducir al secado del evaporador. El límite de arrastre se produce cuando la fuerza ejercida por flujo de vapor excede la tensión superficial del líquido condensado, produciendo el secado del evaporador.

Ambos fenómenos producen un incremento de la temperatura de pared del evaporador. Peterson (1994) plantea un procedimiento de evaluación que consiste en determinar si existe un gradiente de temperatura a lo largo del tubo de calor, lo que denota la presencia de los dos fenómenos citados anteriormente. Sin embargo, esta propuesta demanda una cantidad elevada de termocupas, por lo que en este trabajo se propone un análisis termográfico del evaporador mediante una cámara Fluke modelo Ti10, previamente calibrada.

Las fotos de la Figura 5, corresponden a cada uno de los extremos del tubo y al instante final de una de las 12 experiencias. Se observa en cada una de ellas, el valor de la temperatura de la superficie del tubo.

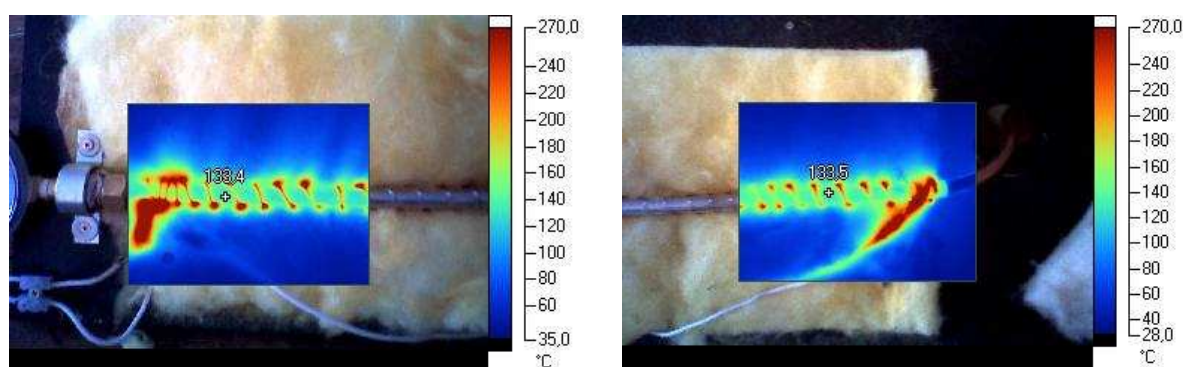


Figura 5. Distribución termográfica de temperaturas en los extremos izquierdo y derecho del tubo de calor.

RESULTADOS

En la figura 6 se muestra las temperaturas alcanzadas en la parte superior e inferior del tanque en uno de los 12 ensayos. Asimismo se observa el proceso de convección en el tanque. Cuando se alcanza la temperatura de ebullición en la parte superior, se produce el mezclado del agua en el tanque, provocando que la temperatura inferior crezca rápidamente al final de ensayo.

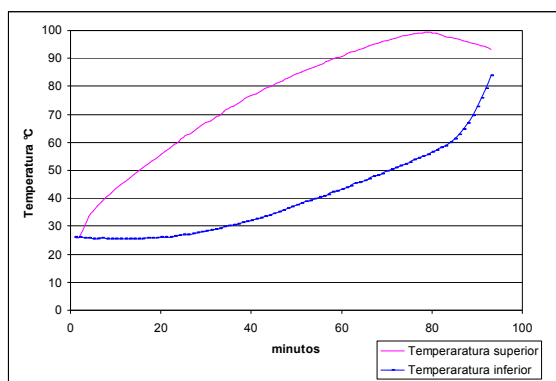


Figura 6. Respuesta de las termocupas en función del tiempo.

Luego de obtener los perfiles de temperatura dentro del tanque, se realizó un balance energético del sistema estudiado entre la energía entregada durante el ensayo al tubo y la entregada por el tubo al agua del tanque. Para este análisis se procedió a dividir al tanque en 8 nodos separados equidistantes y se realizó una aproximación lineal de las temperaturas de cada una de ellos a partir de los nodos de las temperaturas conocidas.

Después se determinó la masa contenida en cada nodo y se aplicó la ecuación calorimétrica para encontrar la ganancia de energía para cada uno de ellos desde el tiempo de partida del ensayo hasta el final de mismo. Para finalizar se obtuvo el rendimiento como la suma de la energía ganada de los 8 nodos y la energía aportada a los mismos. Cabe destacar que se despreciaron en el balance energético.

$$\eta = \frac{\sum_{n=1}^8 \rho_A V_n C_{PA} (T_f - T_i)}{P_{entrada} \cdot t} \quad (12)$$

El rendimiento promedio del termosifón en las sucesivas experiencias fue del 60% teniendo en cuenta que no se consideraron las pérdidas de calor del banco de ensayos, tanto del tanque como la sección del evaporador de termosifón.

CONCLUSIONES

En este trabajo se ha logrado sistematizar una metodología de cálculo para dimensionar un termosifón acoplado a una placa absorbadora.

Se considera satisfactorio el empleo del método de llenado por calentamiento y evacuación, ya que se consigue un vacío de 45 mmhg sin el uso de herramientas sofisticadas, y se logra un rendimiento en el tubo fue de 60%.

La utilización de una cámara termográfica para determinar la presencia de algunos de los límites citados, se considera una alternativa adecuada y sencilla a la utilización de termocuplas.

En la Figura 5, el tubo de calor no sobrepasa ninguno de los límites mencionados.

Como trabajo a futuro se pretende evaluar el rendimiento de la aleta-tubo de manera de ajustar los coeficientes de transferencia de calor entre la placa y el tubo.

NOMENCLATURA

g constante gravitatoria, $m s^{-2}$
 G irradiancia solar incidente, $W m^{-2} K^{-1}$
 h_{ev} coeficiente de transferencia de calor por evaporación, $W m^{-2} K^{-1}$
 h_{cd} coeficiente de transferencia de calor por condensación, $W m^{-2} K^{-1}$
 h_{fe} calor latente de evaporación, $J kg^{-1}$
 k_l conductividad térmica de la fase líquida, $W m K^{-1}$
 L longitud del colector, m
 L_{cd} longitud del condensador, m
 K conductividad térmica, $W m K^{-1}$
 P_a presión atmosférica, Pa
 P_{sat} presión de saturación, Pa
 q_u ganancia de energía por unidad de longitud en dirección del flujo de vapor, $W m^{-1}$
 Q_u energía útil, W
 S energía absorbida por el colector $W m^{-2}$
 T_a temperatura ambiente, $^{\circ}C$
 T_c temperatura promedio colector evaporador $^{\circ}C$
 T_e temperatura del evaporador
 T_w temperatura de la pared de la sección del condensador
 T_a temperatura del agua en los tanques de agua
 U_L coeficiente de pérdidas de colector $W m K^{-1}$
 W distancia entre tubos del colector, m
 δ espesor de la aleta, m
 μ_l viscosidad dinámica, $Pa s$
 ρ_l densidad de la fase líquida $Kg m^{-3}$
 ρ_v densidad de la fase líquida $Kg m^{-3}$
 $(\alpha\tau)_{ef}$ producto de la transmitancia absorptancia efectiva
 $C1=24.09$ constantes
 $C5=0.280$ constantes
 ρ_a densidad del agua
 β coeficiente de expansión volumétrica K^{-1}
 μ_a viscosidad dinámica del agua $m s^{-1}$
 ν_a viscosidad cinemática del agua $m s^{-1}$
 h_a coeficiente de transferencia de calor en la superficie del tubo en la sección del condensador $W m^{-2} K^{-1}$
 k_a conductividad térmica del agua $W m^{-1} K^{-1}$

REFERENCIAS

- Azad E., (2008). Theoretical and experimental investigation of heat pipe solar collector *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol 32 pp. 1666–1672.
- Barral J., Galimberti P., Lema A., Adaro J. y Fasulo A. (2002). Design, construction and simulation Analysis of a low cost Tubular Integral - Collector - Storage System. Euro Sun 2002, The 4th ISES Europe Solar Congress. Bologna, Italia.
- Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2ª edición, pp. 3-10. Wiley Interscience, New York.
- Faghri A. (1995). Heat pipe and thermosyphon United States of America. Taylor and Francis. pp 10-350
- Kalogirou S. (1997). Design, construction, performance evaluation and economic analysis of an integrated collector storage system. *Renewable Energy*, Vol. 12, pp. 179-192.
- Lenel, U. R., and Mudd, P. R. (1984). A review of materials for solar heating systems for domestic hot water, *Solar Energy*, Vol 32, Nº 1, pp.109-120.
- Luna Abreu S. y Colle S., (2004). An experimental study of two-phase closed thermosyphons for compact solar domestic hot-water systems. *Solar Energy*, Vol 76, pp 141–145.
- Mathioulakis E. and Belessiotis V. (2002). A New Heat-Pipe Type Solar Domestic Hot Water System. *Solar Energy*. Vol. 72, No. 1, pp. 13–20.
- Nuntaphan. A., Tiansuwan. J. y Kiatsiriroat. T (2001). Heat Transfer Coefficients of Thermosyphon Heat Pipe at Medium Operating Temperature, Bangkok: King Mongkut's University of Technology Thonburi
- Peterson, G. P. (1994). An introduction to heat pipes: Modeling, testing, and applications. United States of America. John Wiley & Sons, pp 10-281
- Rohsenow W. M., Hartnett J. P. y Cho Y. I. (1998). *Handbook of heat transfer*, Third Edition, McGraw Hill. pp 4.1-4.87
- Sarmasti Emami M.R., Noie S.H. y Khoshnoodi (2008). Effect of aspect and filling ratio on thermal performance of an inclined two-phase closed thermosyphon. *Iranian Journal of Science & technology, transaction, Engineering*, Vol 32. Nº B1, pp 39-51.
- Silverstein C. (1992). Design and technology of heat pipes for cooling and heat exchange, first edition, pp. 3-10, Taylor & Francis. United stated.
- Stoll R., Garnica J., Barral J., Fasulo A. (2007). Estudio del comportamiento de colectores con acumulación integrada de dos tanques con y sin descarga de agua caliente, *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 11, pp 03.53 – 03.60.
- Tripanagostopoulos, Y., and Yianoulis, P. (1992). Integrated Collector-Storage Systems with Supressed Thermal Losses, *Solar Energy*, Vol. 48, pp. 31-37.

ABSTRACT

ABSTRACT: This work presents the design, construction and evaluation of a heat pipe to be used in integral collector storage systems. The tube was built by using a copper tube 5/8" diameter pipe and a 40-60 tin alloy was used to seal the ends. A 20 % of the tube volume was filled with methyl alcohol, using a heating-evacuation methodology. In order to evaluate the prototype experimentally, a testing bank was built, which allowed to simulate the operating conditions of the tube. The input of energy received by the tube was fixed in 150 W and the use of and insulated tank allowed to evaluate the heat transfer from the tube to the water. The thermal behaviour of the heat pipe was monitored during one of the 12 testing runs performed, by using thermographic photographs. The efficiency obtained for the heat pipe was of 60 % without considering the losses of the proper testing bank.

Keywords: heat pipe, integral collector storage system, efficiency, testing bank.